



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ Patentschrift  
⑩ DE 42 44 871 C 2

⑤① Int. Cl.<sup>6</sup>:  
B 60 G 17/06  
B 60 G 23/00

②① Aktenzeichen: P 42 44 871.9-21  
②② Anmeldetag: 20. 2. 92  
④③ Offenlegungstag: 27. 8. 92  
④⑤ Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: 18. 2. 99

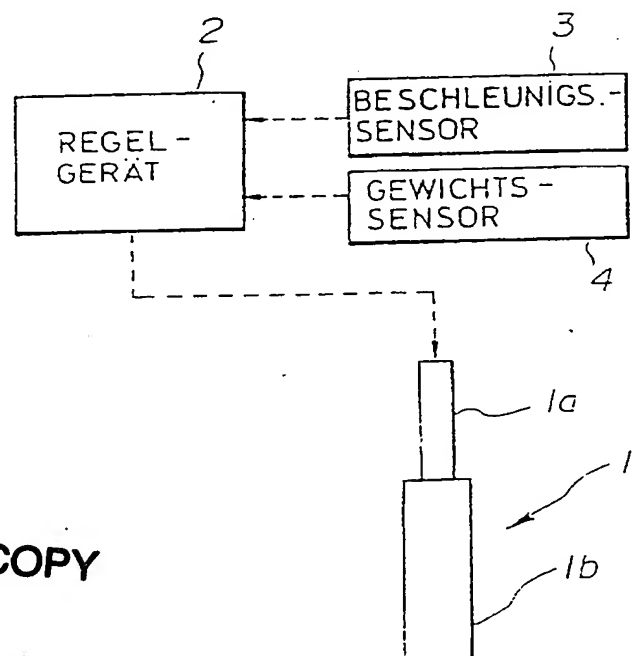
Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

③⑩ Unionspriorität:  
P 3-28844 22. 02. 91 JP  
P 3-28845 22. 02. 91 JP  
⑦⑬ Patentinhaber:  
Atsugi Unisia Corp., Atsugi, Kanagawa, JP  
⑦⑭ Vertreter:  
Hoefer, Schmitz, Weber, 82031 Grünwald

⑥② Teil aus: P 42 05 223.8  
⑦⑦ Erfinder:  
Kimura, Makoto, Atsugi, Kanagawa, JP; Takahashi,  
Toru, Atsugi, Kanagawa, JP; Shimizu, Hiroyuki,  
Atsugi, Kanagawa, JP  
⑤⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
gezogene Druckschriften:  
DE 42 05 223 C2  
DE 42 05 223 A1  
DE 39 38 304 A1  
JP 61-1 63 011 A  
JP 64-60 441 A

⑤④ Dämpfungskraftsteuer- bzw. -regelsystem für die Radaufhängung eines Fahrzeugs

⑤⑦ Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zum Steuern bzw. Regeln eines Dämpfers (1) einer Fahrzeugaufhängung, bei welchem eine Vertikalbeschleunigung, die auf eine ungefederte Masse der Fahrzeugkarosserie ausgeübt wird, und eine Relativgeschwindigkeit zwischen einer gefederten Masse und einer ungefederten Masse erfaßt werden. Eine Vibrationsfrequenz der ungefederten Masse auf der Basis der erfaßten Resultate der Vertikalbeschleunigung und der Relativgeschwindigkeit wird ermittelt. Eine Regeleinrichtung (2) bestimmt, ob die abgeleitete Vibrationsfrequenz der ungefederten Masse gleich oder höher ist als eine vorbestimmte Neutralfrequenz oder nicht. Die Regeleinrichtung (2) gibt das Steuersignal an den Dämpfer (1) aus, um den Dämpfungskoeffizienten auf der Basis eines Resultates der Bestimmung zu ändern, ob die abgeleitete Vibrationsfrequenz der ungefederten Masse gleich oder höher ist als eine vorbestimmte Neutralfrequenz oder dies nicht der Fall ist.



BEST AVAILABLE COPY

DE 42 44 871 C 2

DE 42 44 871 C 2

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein System zum variablen Steuern bzw. Regeln der Dämpfungskraft eines Schwingungsdämpfers (nachfolgend Dämpfer genannt) der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten Art.

Die ungeprüfte japanische Patentveröffentlichung JP 64-60441 A, veröffentlicht am 7. März 1989, beschreibt ein im Stand der Technik vorgeschlagenes Dämpfungskraftsteuersystem für einen in der Dämpfungskraft variablen Dämpfer. Das vorgeschlagene Dämpfungskraftsteuersystem erfaßt eine Relativgeschwindigkeit einer ungefederten Masse bezüglich einer gefederten Masse, um eine Dämpfungskraft des Dämpfers zu bestimmen, vergleicht die erfaßte Relativgeschwindigkeit mit einem vorbestimmten Schwellenwert und steuert die Dämpfungskraft in Richtung auf eine hohe Dämpfungskraftseite, wenn die Relativgeschwindigkeit den Schwellenwert überschreitet.

Da jedoch in einem Hochfrequenzbereich, in welchem die Schwingungsfrequenz der ungefederten Masse die Resonanzfrequenz überschreitet, die Häufigkeit, mit welcher die Relativgeschwindigkeit den vorbestimmten Schwellenwert überschreitet, erhöht wird, wird der Dämpfer auf der hohen Dämpfungskraft gehalten. Daher wird mehr Dämpfungskraft als nötig erzeugt, so daß der Fahrzeugkomfort verschlechtert wird.

Ein weiteres variables Steuersystem für den Dämpfungskraftkoeffizienten ist in der japanischen Patentveröffentlichung JP 61-163011 A (veröffentlicht am 23. Juni 1986) beschrieben.

Dieses andere Dämpfungskraftsteuersystem verwendet die Geschwindigkeit der ungefederten Masse und die Relativgeschwindigkeit zwischen der ungefederten Masse und der gefederten Masse und steuert die Dämpfungskraft in Richtung auf die Seite einer höheren Dämpfungskraft, wenn das Vorzeichen der Geschwindigkeit der ungefederten Masse mit dem Vorzeichen der Relativgeschwindigkeit nicht übereinstimmt, und steuert die Dämpfungskraft in Richtung auf die Seite einer niedrigeren Dämpfungskraft, wenn eine Übereinstimmung zwischen den Vorzeichen vorliegt.

Obwohl bei diesem System kein Problem vorliegt, wenn die Schwingungsfrequenz der ungefederten Masse auf Seiten einer Frequenz liegt, die niedriger ist als in einem benachbarten Bereich zu einer Resonanzfrequenz der ungefederten Masse, weicht der Steuerzeitpunkt vom erforderlichen Zeitpunkt aufgrund der Einflüsse einer elektrischen Steuerverzögerung und der hydraulischen Ansprechverzögerung des hydraulischen Drucks einer Hydraulikkammer des Dämpfers ab. Folglich wird ebenfalls der Fahrzeugkomfort verschlechtert.

Die gattungsgemäße DE 39 38 304 A1 beschreibt ein Kraftfahrzeug-Aufhängungssystem, bei dem eine Aufhängungsanordnung zwischen der Fahrzeugkarosserie als gefederte Masse und einem Radaufhängungsteil als ungefederte Masse angeordnet ist, das das Fahrzeugrad drehbeweglich lagert. Die Aufhängungsanordnung weist einen Schwingungsdämpfer auf, der eine Relativbewegung zwischen der Fahrzeugkarosserie und dem Aufhängungsteil dämpft. Der Schwingungsdämpfer bringt einen Widerstand gegen eine Relativbewegung zwischen der Fahrzeugkarosserie und dem Aufhängungsteil auf. Eine Sensoreinrichtung überwacht die Relativlage der Fahrzeugkarosserie und des Aufhängungsteiles, um ein Sensorsignal zu erzeugen, das einen Einfederungs- und einen Ausfederungshub repräsentiert. Eine Steuereinrichtung empfängt das Sensorsignal zur Unterscheidung zwischen einer niedrigen Frequenz und einer hohen Frequenz, die auf der Grundlage der Frequenz der

Einfederungs- und Ausfederungsbewegung bei einem bestimmten Schwingungsfrequenzwert umschaltet, und die ein Aufhängungssteuersignal ableitet, aufgrund dessen der Schwingungsdämpfer härter eingestellt wird, wenn ein Schwingungszustand im Niederfrequenzbereich erfaßt wird.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Dämpfungskraftkoeffizient-Steuer- bzw. Regelsystem zu schaffen, welches einen verbesserten Fahrzeugkomfort ermöglicht.

Die Lösung dieser Aufgabe erfolgt durch die Merkmale des Anspruchs 1.

Weitere Einzelheiten und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus nachfolgender Beschreibung anhand der Zeichnung.

Es zeigt:

Fig. 1 ein Blockdiagramm eines Dämpfungskraft-Regelsystems gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung.

Fig. 2 ein allgemeines, den Gegenstand der Stammanmeldung bezeichnendes Regelflußdiagramm, das von einer Steuereinrichtung (der Steuereinheit) gemäß Fig. 1 ausgeführt wird,

Fig. 3 ein detailliertes Flußdiagramm eines Schrittes 300 gemäß Fig. 2.

Fig. 4 ein detailliertes Flußdiagramm eines Schrittes 400 gemäß Fig. 2.

Fig. 5 eine Darstellung zur Erklärung einer Wellenform einer Schwingungsfrequenz der gefederten Masse.

Fig. 6 eine Darstellung zur Erklärung einer Wellenform eines maximalen Dämpfungskraftwertes (MD).

Fig. 7 ein Regelflußdiagramm, das von dem Steuergerät des Dämpfungskraft-Regelsystems gemäß der Erfindung ausgeführt wird,

Fig. 8 eine Darstellung zur Erklärung von Wellenformen der Geschwindigkeit  $V$  der gefederten Masse und der relativen Geschwindigkeit  $V_R$ , die bei der Ausführungsform gemäß Fig. 7 verwendet werden.

Fig. 9 ein charakteristischer Graph, der die Feder-Charakteristik einer gefederten Masse bezüglich einer Schwingungsfrequenz  $H_z$  der gefederten Masse darstellt, die bei der Ausführungsform gemäß Fig. 7 auftritt,

Fig. 10 ein der Fig. 9 entsprechender charakteristischer Graph, der die Geschwindigkeit der gefederten Masse, die Relativgeschwindigkeit und einen Dämpfungskraftkoeffizienten gemäß Fig. 8 darstellt, und

Fig. 11 ein virtuelles Bild eines Speichers der Steuer- bzw. Regeleinrichtung, das einen Datenplan DM darstellt, der bei der Ausführungsform der Stammanmeldung verwendet wird, und der in der Steuereinrichtung gemäß Fig. 1 ausgeführt bzw. benutzt wird.

Nachfolgend wird die Erfindung anhand der Zeichnung im einzelnen erläutert:

Fig. 1 zeigt ein Dämpfungskraftsteuer- bzw. Regelsystem (nachfolgend Regelsystem genannt) gemäß einer Ausführungsform der Erfindung.

Ein Dämpfer 1 ist im Beispielsfalle als ein Dämpfer mit variabler Dämpfungskraft ausgebildet und seine Dämpfungskraft kann in drei Stufen von Dämpfungskraftkoeffizienteneinstellungen bei der Ausführungsform variiert werden.

Der Dämpfer 1 weist eine Kolbenstange und einen Dämpfungskraftstellmechanismus mit einer hydraulischen Flußeinstelleinrichtung auf, die in der Kolbenstange angeordnet ist. Der Dämpfungskraftstellmechanismus wird gemäß einem Eingangssteuersignal gedreht, das von einer Steuereinrichtung (Steuereinheit) 2 abgeleitet wird, so daß ein Dämpfungskraftbereich beim Expansionshub und beim Kompressionshub auf drei Stufen von einer weichesten Stel-

lung bis zu einer härtesten Stellung variiert werden kann.

Ein Schritt- bzw. Impulsmotor treibt den Dämpfungskrafteinstellmechanismus des Dämpfers 1 an, um die Stellung des Dämpfungskrafteinstellmechanismus auf eine Mehrzahl von Stufen (bei der ersten Ausführungsform hoch und niedrig) einzustellen, so daß der Dämpfungskrafteinstellmechanismus den Dämpfungskraftbereich auf eine der Mehrzahl von Stufen von einer minimalen Dämpfungskraft zu einer maximalen Dämpfungskraft einstellen kann.

Ein Vertikalbeschleunigungssensor 3 erfaßt eine Beschleunigung in einer vertikalen Richtung einer gefederten Masse, d. h. im Beispielsfalle der Fahrzeugkarosserie, und gibt ein elektrisches Signal gemäß einer Größe der vertikalen Beschleunigung aus. Zusätzlich wird die erfaßte Beschleunigung integriert, um ein Geschwindigkeitssignal zu erhalten, und daher dient der Vertikalbeschleunigungssensor 3 als Einrichtung zur Erfassung der Geschwindigkeit der gefederten Masse.

Ein Gewichtssensor 4 ist als Relativgeschwindigkeitserfassungseinrichtung vorgesehen, welcher eine Relativgeschwindigkeit der ungedederten Masse und der gefederten Masse erfaßt, d. h. eine Expansionsseitengeschwindigkeit des Dämpfers 1, wobei der Gewichtssensor 4 an einem Fahrzeuglagerbereich des Dämpfers angeordnet ist, beispielsweise zur Erfassung eines Eingangsgewichtes, das vom Dämpfer 1 auf die Fahrzeugkarosserie ausgeübt wird, und um ein elektrisches Signal gemäß diesem Gewicht auszugeben.

Die Steuereinrichtung 2 gibt das Steuersignal an den Impulsmotor auf der Basis des Eingangssignals, das vom Vertikalbeschleunigungssensor 3 und vom Gewichtssensor 4 abgeleitet wird, so daß der Dämpfer 1 eine optimale Dämpfungskraftcharakteristik in Abhängigkeit vom Steuersignal annimmt.

Im folgenden werden anhand der Fig. 2-4 die Inhalte der Steuerung bzw. Regelung, die bei der Regeleinrichtung 2 entsprechend der Stammanmeldung ausgeführt werden, beschrieben. Aus der Stammanmeldung sind die Offenlegungsschrift DE 42 05 223 A1 sowie die Patentschrift DE 42 05 223 C2 hervorgegangen.

Die Erläuterung der Fig. 2-4 fördert das Verständnis für die erfindungsgemäße Regelung bzw. Steuerung, welche insbesondere in Fig. 7 dargestellt ist.

Die Regeleinrichtung 2 entsprechend Fig. 2 umfaßt einen Mikrocomputer, welcher folgende Komponenten aufweist: Eine CPU (Zentraleinheit); ein RAM (Direktzugriffsspeicher); ein ROM (Nurlesespeicher); und eine Eingabe/Ausgabeeinheit.

Zuerst liest in Schritt 201 die CPU ein Gewichtssignal W, das vom Gewichtssensor 4 stammt, und ein Beschleunigungswertsignal G, das vom Vertikalbeschleunigungssensor 3 stammt. Die Routine geht dann zu Schritt 202. In Schritt 202 wird das Gewichtssignal W, das vom Gewichtssensor 4 stammt, digital konvertiert, um die Gewichtsdaten D zu bilden, und die Routine geht zu Schritt 204. In Schritt 204 wird das Beschleunigungswertsignal G digital konvertiert, um die Beschleunigungsdaten A zu bilden und die Routine geht zu Schritt 205.

In Schritt 206 berechnet die Regeleinrichtung 2 die Geschwindigkeitsdaten V der gefederten Masse durch Integrieren der Beschleunigungsdaten A, um eine Geschwindigkeit  $V_1$  der gefederten Masse abzuleiten. Dann geht die Routine zu Schritt 300. Im Maximaldämpfungskoeffizientendurchlauf 300 geht die Routine zu Schritt 301.

In Schritt 301 bestimmt die Regeleinrichtung 2, ob die Geschwindigkeit V der gefederten Masse auf einem Höchstwert plaziert ist. Falls sich JA ergibt, geht die Routine zu Schritt 302, und falls sich NEIN ergibt, geht die Routine zu

Schritt 303. Es ist zu erwähnen, daß die Bestimmung, ob die Geschwindigkeitsdaten V der gefederten Masse auf einem Höhepunkt liegen, alternativ auch durch eine Änderung des Vorzeichens der Geschwindigkeitsdaten A durchgeführt werden kann.

In einem Schritt 302 wird eine Zeitgeberzähleinrichtung der Regeleinrichtung 2 auf Null gestellt. Dann schreitet die Routine zu einem Dämpfungskoeffizientensteuerfluß bzw. -durchgang 400 weiter.

In einem Schritt 303 bestimmt die Regeleinrichtung 2, ob die Geschwindigkeitsdaten V der gefederten Masse Null sind. Falls NEIN, geht die Routine zu einem Schritt 304. Falls JA, geht die Routine zu einem Schritt 305. Es ist hervorzuheben, daß die Geschwindigkeitsdaten V der gefederten Masse durch Bestimmung abgeleitet werden können, ob die Beschleunigungsdaten A auf einem Höchstwert liegen.

Im Schritt 304 wird eine Zeitmessung durch eine Zeitgeberzähleinrichtung ausgeführt. Andererseits wird in einem Schritt 305 ein Messwert T zu diesem Zeitpunkt abgeleitet.

Die Zeitgeberzähleinrichtung wird auf Null gesetzt, wenn der Geschwindigkeitswert V der gefederten Masse auf dem Höhepunkt in den Schritten 301 und 302 liegt. Gleichzeitig, wenn der Wert V den Höchstwert überschreitet, beendet die Zeitgeberzähleinrichtung ihre Zeitmessung, wenn der Geschwindigkeitswert V der gefederten Masse auf der Basis der Schritte 303 und 304 Null anzeigt. Folglich wird eine Zeit  $T_0$  gemessen, welche erforderlich ist, um eine viertel Periode eines Hubes der Schwingung der gefederten Masse zu durchlaufen, was sich aus Fig. 5 ergibt.

Der darauffolgende Schritt 307 ist ein Schritt, in dem ein maximaler Dämpfungskoeffizientenwert von der so erhaltenen Schwingungsfrequenz  $H_z$  der gefederten Masse erhalten wurde. D. h., daß die Regeleinrichtung 2 bereits eine maximale Dämpfungskoeffizientenverhältnisscharakteristik entsprechend der Schwingungsfrequenz  $H_z$  der gefederten Masse in Form von Rechnungsgleichungen speichert. Der maximale Dämpfungskoeffizientenwert MD wird auf der Basis der maximalen Dämpfungskoeffizientenverhältnisscharakteristik eingestellt. Diese Charakteristik ist derart, daß der maximale Dämpfungskoeffizientenwert MD niedriger wird, wenn die Frequenz höher wird. Es ist ferner hervorzuheben, daß, obwohl drei Kalkulationsformeln gemäß dem Frequenzbereich der Fig. 6 gebildet werden, ein Gradient der Charakteristik moderat wird, wenn die Frequenz hoch wird. Zusätzlich wird die Neutralfrequenz  $f_n$  als eine Frequenz bestimmt, bei welcher die Dämpfungskraft keinen Einfluß auf die gefederte Masse ausübt.

Nach Vollendung des maximalen Dämpfungskoeffizientendurchlaufes 300 geht die Routine zu einem Dämpfungskoeffizientenregeldurchlauf 400, der in Fig. 4 dargestellt ist.

Wie Fig. 4 zeigt, geht die Routine zu einem Schritt 401, in welchem ein Dämpfungskoeffizientensteuerpunkt des Dämpfers 1 aus den Datenplänen DM gemäß den Werten der Geschwindigkeit V der gefederten Masse und den Gewichtsdaten D gewonnen wird.

Die Datenpläne DM sind dazu vorgesehen, ein Tabellenverfahren zu empfangen. Eine Längsachse stellen die Gewichtsdaten D dar. Eine Seitenachse sind die Geschwindigkeitsdaten V der gefederten Masse. Ein Schnittpunkt zwischen den Daten D und V zu jeder Zeit bezeichnet einen Steuerpunkt eines optimalen Dämpfungskoeffizienten. Es ist hervorzuheben, daß die Beziehungen zwischen den Gewichtsdaten D, den Geschwindigkeitsdaten V der gefederten Masse und dem Dämpfungskoeffizienten die gleiche Beziehung wie die Kalkulationsformeln haben können. Die Datenpläne DM werden dazu verwendet, den optimalen Dämpfungskoeffizienten zum Verbessern der Steueransprechcharakteristik und zur Aufbauvereinfachung des Re-

gelgerätes 2 zu gewinnen.

Die Datenpläne DM werden auf eine Mehrzahl von Stufen des Dämpfers eingestellt, so daß die optimalen Dämpfungskoeffizienten, die zu übertragen sind, für die jeweiligen Steuerpunkte unterschiedlich sind.

In einem Schritt 402 bestimmt die Regeleinrichtung 2, ob der eingestellte Dämpfungskoeffizientensteuerpunkt höher ist als ein maximaler Dämpfungskoeffizientenwert MD. Falls sich JA ergibt, geht die Routine zu einem Schritt 403. Falls sich NEIN ergibt, geht die Routine zu einem Schritt 404.

Im Schritt 404 gibt die Regeleinrichtung 2 das Antriebssignal aus, um die Steuerpunkte zu erreichen, die entweder in Schritt 402 oder 403 bestimmt wurden.

Im darauffolgenden Schritt 405 werden die Datenpläne DM entsprechend den Steuerpunktausgaben im Schritt 404 gelesen. Daher sucht die Regeleinrichtung 2 in Schritt 401 die Datenpläne DM entsprechend den vorliegenden Dämpfungskoeffizientensteuerpunkten, die beim Verarbeiten des Schrittes 405 gelesen werden. Beispielsweise wird der Datenplan DM, der durch eine Vorderseite der Fig. 11 dargestellt ist, im Schritt 405 gelesen, wenn das Antriebssignal ausgegeben wird, welches den Dämpfungskoeffizienten auf die fünfte Stufe der gesteuerten Dämpfungskraft stellt, wie dies durch <XFF> an der linken Ecke der Fig. 11 dargestellt ist.

In der Regeleinrichtung 2 wird in einem Falle in dem die Schwingungsfrequenz  $H_z$  der gefederten Masse niedriger ist als die Neutralfrequenz  $f_n$ , eine obere Grenze des variablen Bereiches des Dämpfungskoeffizienten auf der Basis der Operation in einem Teil des maximalen Dämpfungskoeffizientendurchlaufs 300 der Regeleinrichtung 2 auf den Maximalwert (1,0) eingestellt (siehe Fig. 6).

Daher wird der Dämpfer 1 auf der hohen Dämpfungskraftkoeffizientenseite gemäß der Notwendigkeit auf der Basis der Operation des Teiles des Dämpfungskoeffizientensteuerdurchlaufs 400 der Regeleinrichtung 2 gesteuert, um die Feder-Charakteristik der gefederten Masse zu unterdrücken. Daher kann der Fahrzeugkomfort verbessert werden. Wenn andererseits die Schwingungsfrequenz  $H_z$  der gefederten Masse die Neutralfrequenz  $f_n$  überschreitet, wird die Möglichkeit, daß in dem Teil des Dämpfungskoeffizientensteuerflusses 400, der vom Steuergerät 2 ausgeführt wird, der Dämpfungskoeffizient auf die Seite des hohen Dämpfungskraftkoeffizienten gesteuert wird, erhöht. In diesem Fall wird die obere Grenze des variablen Bereiches des Dämpfungskoeffizienten allmählich auf einen Wert abgesenkt, der niedriger ist als die vorliegende obere Grenze gemäß der Frequenz, wie dies in Fig. 11 dargestellt ist, und zwar auf der Basis der Durchführung des maximalen Dämpfungskoeffizientendurchgangs 300 des Steuergerätes 2. Wenn die Schwingungsfrequenz  $H_z$  der gefederten Masse hoch ist, wird daher der Dämpfer 1 selten oder kaum auf den hohen Dämpfungskraftkoeffizienten eingestellt. Es ist nicht mehr Dämpfungskraft vorhanden als erforderlich. Der Fahrzeugkomfort wird daher verbessert.

Wie zuvor beschrieben, kann der Fahrzeugkomfort verbessert werden, da eine Dämpfungskraft, die höher ist als erforderlich, nicht erzeugt wird.

Obwohl der Dämpfungskraftkoeffizient durch Wiedergewinnen des optimalen Dämpfungskraftkoeffizienten aus den Datenplänen DM gewonnen wird, kann der Aufbau der Regeleinrichtung 2 zusätzlich vereinfacht werden und die Regelanpassungscharakteristik kann verbessert werden.

Da die Schwingungsfrequenz  $H_z$  der gefederten Masse vor einem Hub bzw. beim Auftreten der Schwingung bei einer Änderung der Geschwindigkeitsdaten V der gefederten Masse von einem Höhepunkt auf den Wert Null erfaßt werden kann, d. h., daß die Zeit  $T_0$  einer 1/4-Periode eines Hu-

bes gemessen wird, bis sich der Geschwindigkeitswert V der gefederten Masse von einem Höhepunkt auf den Wert Null ändert, und daß die Inverse der Zeit  $T_0$  multipliziert mit der Zahl 4 abgeleitet wird, wird zusätzlich die Zeit, die zur Erfassung erforderlich ist, kurz und die Steuer- bzw. Regelanpassungscharakteristik wird hoch.

Wenn die Schwingungsfrequenz  $H_z$  der gefederten Masse die Totpunktfrequenz  $f_n$  überschreitet, wird der maximale Dämpfungskoeffizientenwert MD allmählich kleiner, wenn die Frequenz erhöht wird. Die Dämpfungskraftcharakteristik wird nicht abrupt geändert und der Fahrzeugkomfort kann somit nicht aufgrund einer abrupten Änderung in der Dämpfungskraftcharakteristik verschlechtert werden.

Es sei angemerkt, daß, obwohl der maximale Dämpfungskoeffizient allmählich entsprechend der Frequenz auf einen Frequenzbereich, der die Totfrequenz  $f_n$  überschreitet, vermindert wird, der maximale Dämpfungskoeffizient schrittweise vermindert werden kann. Andererseits kann der maximale Dämpfungskoeffizient alternativ auf ein Frequenzband geändert werden, das niedriger ist als die Totfrequenz  $f_n$ .

Obwohl die Schwingungsfrequenz der ungefederten Masse von einer Zeit der 1/4-Periode der Vibration abgeleitet wird, können andere Mittel verwendet werden, welche den Schwingungshub der gefederten Masse in eine Spannung konvertieren.

Fig. 7 zeigt ein allgemeines Flußdiagramm, das von der Regeleinrichtung 2 ausgeführt werden kann. Der Aufbau des Dämpfungskraftregelsystems ist im wesentlichen der Gleiche wie der in Fig. 1 gezeigte.

Der Dämpfungskraftkoeffizient des Dämpfers 1 kann auf drei Stufen variiert werden.

In einem Schritt 201A der Fig. 7 liest die Regeleinrichtung 2 die Vertikalbeschleunigung G, die vom Beschleunigungssensor 3 abgeleitet wird und liest ferner die Relativgeschwindigkeit  $V_R$ , die vom Gewichtssensor 4 abgeleitet wird.

Die Relativgeschwindigkeit  $V_R$  entspricht der Last (oder dem Gewicht), das vom Gewichtssensor 4 ermittelt wird, der am Befestigungsbereich der Kolbenstange des Kolbens des Dämpfers 1 an der Fahrzeugkarosserie angeordnet ist.

In einem Schritt 202A berechnet die Regeleinrichtung 2 eine Geschwindigkeit V der gefederten Masse durch Integrieren der Vertikalbeschleunigung G, die vom Beschleunigungssensor 3 stammt.

In einem Schritt 203A bestimmt die Regeleinrichtung 2, ob die Geschwindigkeit V der gefederten Masse Null ist. Falls sich in Schritt 203A NEIN ergibt, wird Schritt 203A wiederholt, bis die Regeleinrichtung 2 bestimmt, daß die Geschwindigkeit V der gefederten Masse Null ist. Falls sich in Schritt 203A JA ergibt, geht die Routine zu einem Schritt 204A.

Im Schritt 204A wird die Beschleunigung  $G_1$  zu diesem Zeitpunkt gespeichert, wenn bestimmt wird, daß die Geschwindigkeit V der gefederten Masse zu NULL bestimmt wird, und es wird eine Zeitmessung begonnen.

In einem Schritt 205A bestimmt die Regeleinrichtung 2, ob die Relativgeschwindigkeit  $V_R$  NULL ist.

Falls sich im Schritt 205A NEIN ergibt, geht die Routine zu einem Schritt 206A, in welchem eine niedrige Dämpfungskraftsteuerung derart ausgeführt wird, daß der Dämpfungskraftkoeffizient auf den niedrigen Dämpfungskraftkoeffizienten übertragen wird (ein Koeffizient, der in Fig. 10 durch S bezeichnet ist). Dann kehrt die Routine zum Schritt 205A zurück und die Schritte 205A und 206A werden wiederholt, bis die Geschwindigkeit der gefederten Masse Null ist. Andererseits, wenn sich in Schritt 205A JA ergibt, geht die Routine zu einem Schritt 207A.

Im Schritt 207A speichert die Regeleinrichtung 2 die Ver-

litalbeschleunigung  $G_2$  zu der Zeit, zu der die Relativgeschwindigkeit  $V_R$  mit dem Wert Null bestimmt wird. Die Zeitmessung, die beim Schritt 204 begonnen wurde, wird gestoppt. Dann wird eine Zeit  $T_0$  von der Zeit, zu der sich die Geschwindigkeit  $V$  der gefederten Masse auf Null zu der Zeit, zu der sich die Relativgeschwindigkeit  $V_R$  auf Null befindet, gespeichert.

In einem Schritt 208A wird die Schwingungsfrequenz  $H_2$  der gefederten Masse auf der Basis der gespeicherten Werte der Vertikalbeschleunigung  $G_1$ ,  $G_2$  und der Zeit  $T_0$  berechnet.

Wie durch den charakteristischen Graphen der Fig. 8 gezeigt ist, kann die Geschwindigkeit  $V$  der gefederten Masse durch die folgende Gleichung (1) ausgedrückt werden. Daher kann die Beschleunigung  $G$  in der folgenden Gleichung (2) ausgedrückt werden. Die Vertikalbeschleunigung  $G_1$  bei einem Wert der Geschwindigkeit der gefederten Masse von Null und die Vertikalbeschleunigung  $G_2$  bei einem Wert der Relativgeschwindigkeit  $V_R$  von Null werden durch die folgenden Gleichungen (3) und (4) ausgedrückt. Daher wird Omega durch die folgende Gleichung (5) ausgedrückt. Weiterhin wird die Schwingungsfrequenz  $H_2$  durch die folgende Gleichung (6) ausgedrückt.

$$V = A \sin t \quad (1)$$

$$G = dV/dt = A \cos t \quad (2)$$

$$G_1 = A \cos x \quad 0 = A \quad (3)$$

$$G_2 = A \cos T_0 \quad (4) = \cos^{-1}(G_2/G_1)/T_0 \quad (5)$$

$$H_2 = 1/2 = 1/2 \cos^{-1}(G_2/G_1)/T_0 \quad (6)$$

In einem Schritt 209A bestimmt die Regeleinrichtung 2, ob die abgeleitete Schwingungsfrequenz  $H_2$  der gefederten Masse die Totpunktfrequenz  $f_n$  überschreitet. Falls sich im Schritt 209A NEIN ergibt, geht die Routine zu einem Schritt 210A. Falls sich im Schritt 209A JA ergibt, geht die Routine zu einem Schritt 211A. Es ist hervorzuheben, daß die Totpunktfrequenz  $f_n$  bereits im Zusammenhang mit der Ausführungsform entsprechend Fig. 2 erläutert wurde.

Wie in Fig. 9 gezeigt ist, bezeichnet der Buchstabe A einen Bereich, der als ein Bereich definiert ist, in dem die Feder-Charakteristik des niedrigen Dämpfungskoeffizienten der gefederten Masse (eine strichpunktierte Linie) niedriger ist als diejenige des hohen Dämpfungskoeffizienten (durchgezogene Linie). Es tritt kein Problem auf, selbst wenn eine Steuerverzögerung erzeugt wird. Ein mit dem Buchstaben B bezeichneter Bereich ist als ein Bereich definiert, in welchem die Feder-Charakteristik des hohen Dämpfungskoeffizienten (eine gestrichelte Linie) der gefederten Masse niedriger wird als diejenige des niedrigen Dämpfungskoeffizienten (durchgezogene Linie). Es ist zu erwähnen, daß die durchgezogene Linie einem mittleren Dämpfungskoeffizienten entspricht, der in Fig. 8 mit dem Buchstaben M bezeichnet ist.

In einem Schritt 210A führt die Regeleinrichtung die Hochdämpfungsregelung aus, bei welcher der Dämpfungskoeffizient auf einen vorbestimmten hohen Wert gesteuert wird (ein Koeffizient, der in Fig. 8 mit dem Buchstaben H bezeichnet ist).

In einem Schritt 212A bestimmt die Regeleinrichtung 2, ob das Vorzeichen der Geschwindigkeit  $V$  der gefederten Masse das Gleiche ist wie das Vorzeichen der Relativgeschwindigkeit  $V_R$ . Falls sich in Schritt 212A JA ergibt, wiederholt die Routine die Vorgänge des Schrittes 210A. Falls sich im Schritt 212A NEIN ergibt, kehrt die Routine zum anfänglichen Startpunkt zurück.

Andererseits ist Schritt 211A ein Schritt, in dem eine Steuerung zur Vermeidung einer hohen Dämpfung derart durchgeführt wird, daß der Dämpfungskoeffizient auf

einen mittleren Dämpfungskoeffizienten (M) gesteuert wird. D. h., wenn die Regeleinrichtung 2 im Schritt 213A JA bestimmt, daß das Vorzeichen der Geschwindigkeit  $V$  der gefederten Masse das gleiche Vorzeichen wie die Relativgeschwindigkeit  $V_R$  hat. Obwohl die gesteuerte Dämpfungskraft auf den hohen Dämpfungskoeffizienten (H) in dem Falle des zuvor vorgeschlagenen Dämpfungskraftkoeffizientenregelsystem gesteuert wird, ist der Dämpfungskraftkoeffizient in diesem Fall auf den mittleren Dämpfungskoeffizienten (M) eingestellt, was sich aus Schritt 211A der zweiten Ausführungsform ergibt.

Ein Schritt 213A ist ein Schritt, um zu bestimmen, ob das Vorzeichen der Geschwindigkeit  $V$  der gefederten Masse das gleiche ist wie das der Relativgeschwindigkeit  $V_R$ . Falls sich JA ergibt, werden die Vorgänge des Schrittes 211A wiederholt. Falls sich NEIN ergibt, geht die Routine zum anfänglichen Startpunkt des Durchlaufs zurück.

Nachfolgend wird die Wirkungsweise der Ausführungsform beschrieben.

Wenn bei der Ausführungsform das Vorzeichen der Geschwindigkeit  $V$  der gefederten Masse das gleiche ist wie das der Relativgeschwindigkeit  $V_R$  und die Schwingungsfrequenz  $H_2$  der gefederten Masse die Totpunktfrequenz  $f_n$  überschreitet, wird der Dämpfungskoeffizient auf den mittleren Dämpfungskoeffizienten M gesteuert, ohne auf den hohen Dämpfungskoeffizienten H eingestellt zu werden.

Selbst wenn der Steuerzeitpunkt aufgrund einer elektrischen Verzögerung und einer hydraulischen Druckübertragungsverzögerung bei einem Schwingungsfrequenzbereich, der die Totpunktfrequenz  $f_n$  überschreitet, verschoben wird, wirkt dennoch der Einfluß auf den Fahrzeugkomfort nur gering.

Wie sich aus Fig. 9 ergibt und die charakteristische Graphen zeigen, welche die Feder-Charakteristik der Ausführungsform (durchgezogene Linie) mit der Feder-Charakteristik der zuvor vorgeschlagenen Dämpfungskraftregelsysteme (gestrichelte Linie) vergleicht, wird die Feder-Charakteristik der gefederten Masse in einem Bereich oberhalb der Totpunktfrequenz  $f_n$  niedriger.

Bei der Ausführungsform wird die Feder-Charakteristik der gefederten Masse vermindert und der Fahrzeugkomfort wird verbessert.

Da die Schwingungsfrequenz  $H_2$  der gefederten Masse während einer Zeit erfaßt wird, wenn die Geschwindigkeit der gefederten Masse Null ist und die Relativgeschwindigkeit Null wird, kann die Erfassung der Schwingungsfrequenz  $H_2$  der gefederten Masse bei der Ausführungsform in einer sehr großen Zeitspanne ausgeführt und die Regelanprecharakteristik verbessert werden.

Obwohl bei der Ausführungsform die Dämpfungskraftregelung auf eine Dämpfungskraft zwischen der hohen Dämpfungskraft und der niedrigen Dämpfungskraft ausgeführt wird, kann sie zusätzlich in Richtung auf den niedrigen Dämpfungskraftkoeffizienten gesteuert werden. In diesem Fall werden die Inhalte des Schrittes 211A auf die Steuerung in Richtung auf die niedrige Dämpfungskraftkoeffizientenseite geändert. Wie zuvor beschrieben, wird beim Dämpfungskraftregelsystem gemäß vorliegender Erfindung die Schwingungsfrequenz  $H_2$  der gefederten Masse abgeleitet und der maximale Dämpfungskoeffizient MD wird eingestellt, so daß der Dämpfungskraftkoeffizient in Richtung auf die höhere Dämpfungskraftkoeffizientenseite unterdrückt wird oder die Steuerung der Dämpfungskraftkoeffizientenseite in Richtung auf eine höhere Dämpfungskraftkoeffizientenseite gemäß dem Resultat der Bestimmung vermindert wird, ob die Schwingungsfrequenz  $H_2$  der gefederten Masse erhöht wird, so daß die Totfrequenz überschritten

wird; daher beeinflußt eine Dämpfungskraft des Dämpfers, die größer als notwendig ist, nicht den Fahrzeugkomfort.

Somit können eine Vielzahl von Vorteilen mit dem erfindungsgemäßen Regelsystem erreicht werden.

Vielfache Abwandlungs- und Modifikationsmöglichkeiten sind im Rahmen der Erfindung möglich.

#### Patentansprüche

1. Dämpfungskraftsteuer- bzw. -regelsystem für eine Fahrzeugradaufhängung:

a) mit wenigstens einem Dämpfer (1) zwischen der Fahrzeugkarosserie als gefederte Masse und dem Fahrzeugrad als ungefederte Masse, dessen Dämpfungskraft entsprechend einem Steuersignal einstellbar ist;

b) mit einer Einrichtung zum Erfassen des Fahrzeugzustandes; und

c) mit einer Steuer- bzw. Regeleinrichtung (2), welcher das Signal der Einrichtung zur Erfassung des Fahrzeugzustandes zugeführt wird, welche in Abhängigkeit des Signals die Schwingungsfrequenz der Fahrzeugkarosserie ermittelt und die Dämpfungskraft des Dämpfers (1) bei niederen Frequenzen härter einstellt,

dadurch gekennzeichnet, daß

d) die Einrichtung zum Erfassen des Fahrzeugzustandes ein Sensor (3) zur Erfassung der Vertikalbeschleunigung der Fahrzeugkarosserie ist,

e) ein weiterer Sensor (4) zur Erfassung der Relativgeschwindigkeit ( $V_R$ ) zwischen Fahrzeugkarosserie und Fahrzeugrad angeordnet ist, und

f) die Steuer- bzw. Regeleinrichtung (2), welcher das Signal des ersten und zweiten Sensors (3, 4) zugeführt wird, zuerst die Vertikalgeschwindigkeit ( $V$ ) der Fahrzeugkarosserie und anschließend die Schwingungsfrequenz (Hz) basierend auf der Vertikalgeschwindigkeit ( $V$ ) und der Relativgeschwindigkeit ( $V_R$ ) zwischen Fahrzeugkarosserie und Fahrzeugrad ermittelt, in Abhängigkeit von der Schwingungsfrequenz (Hz) der Fahrzeugkarosserie eine maximale Dämpfungskraft (MD) festlegt und in Abhängigkeit von der Schwingungsfrequenz (Hz) (Schritt 209A) und der Relativgeschwindigkeit ( $V_R$ ) zwischen Fahrzeugkarosserie und Fahrzeugrad (Schritt 206A) die Dämpfungskraft für den Dämpfer ermittelt und an dem Dämpfer einstellt, wenn die Dämpfungskraft unterhalb der maximalen Dämpfungskraft (MD) liegt.

Hierzu 9 Seite(n) Zeichnungen

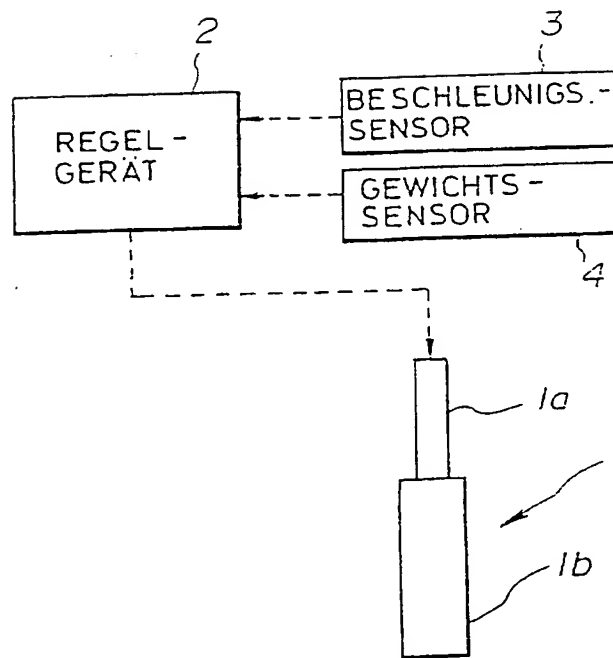
55

60

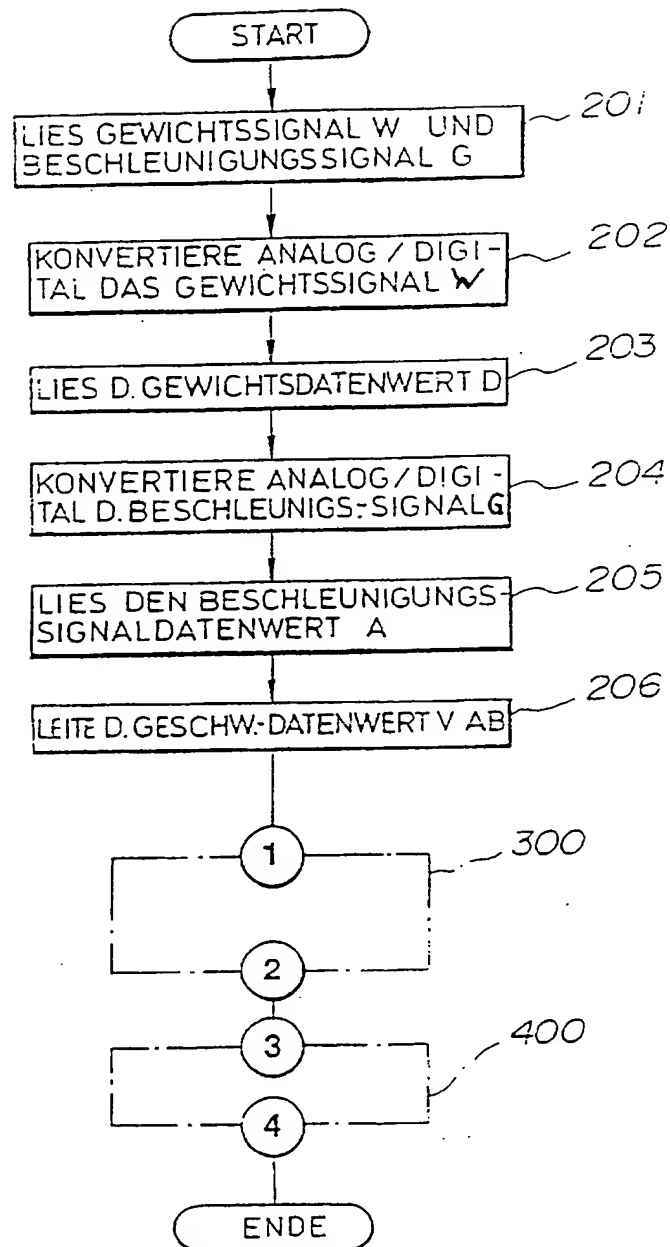
65

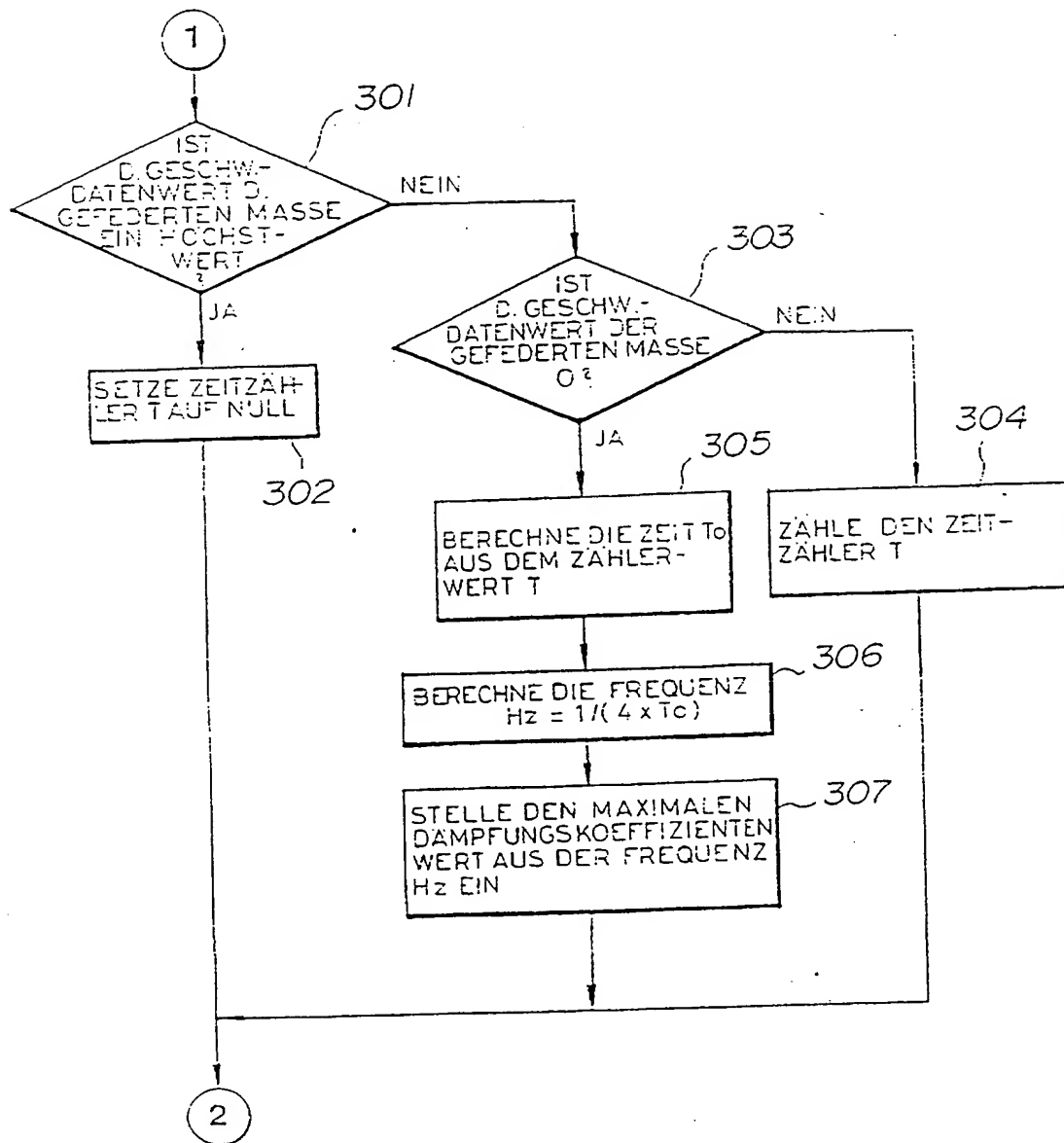
- Leerseite -

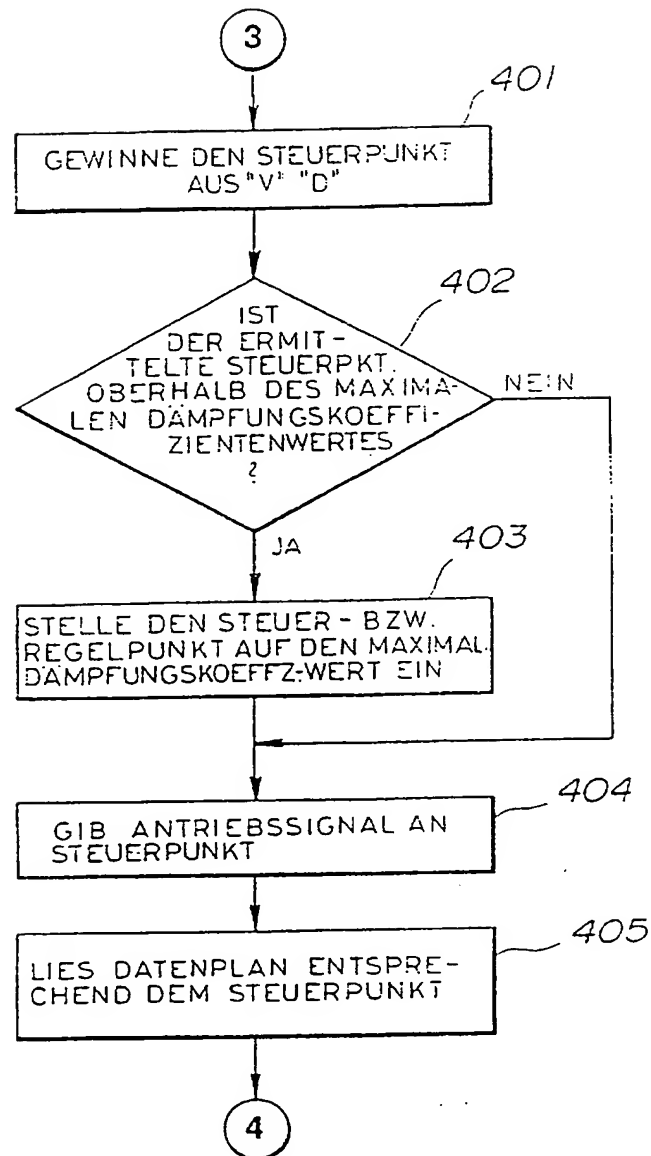
**FIG. 1**



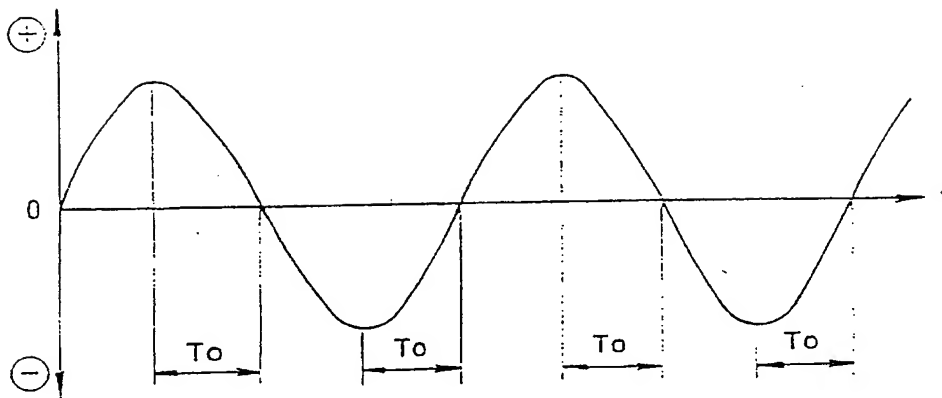


**FIG. 2**

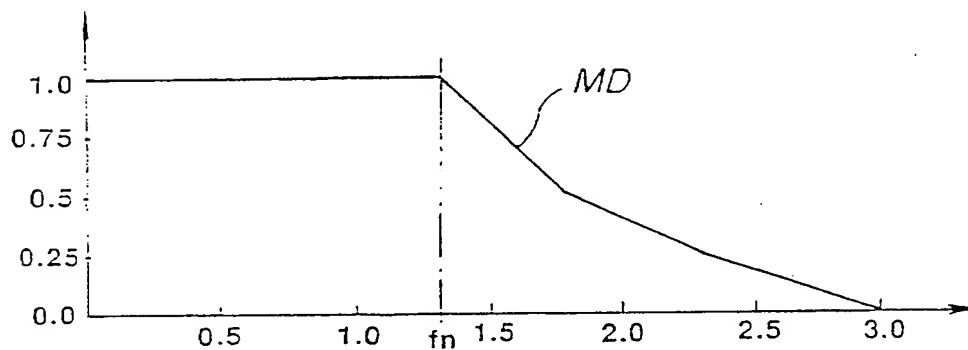
**FIG. 3**

**FIG. 4**

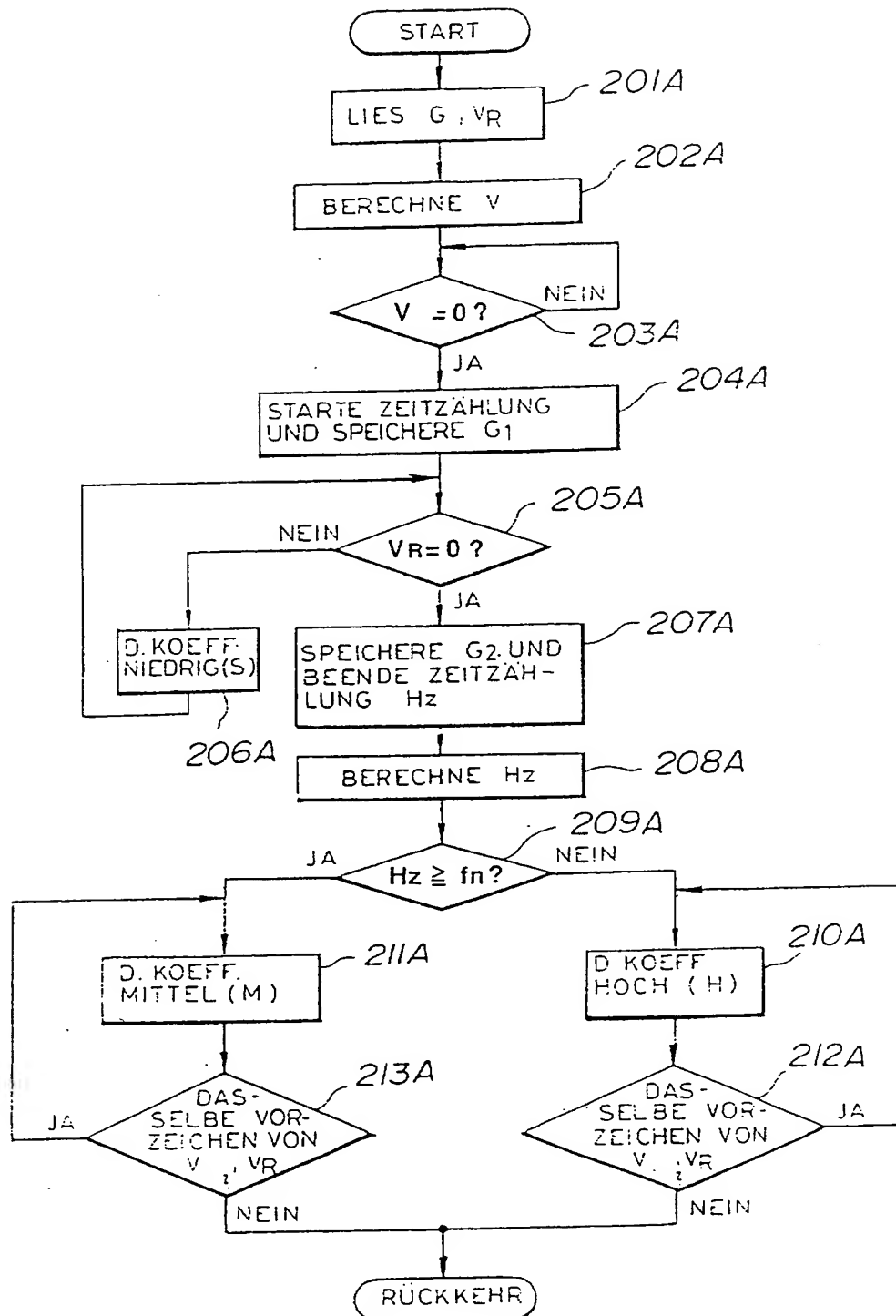
**FIG. 5**



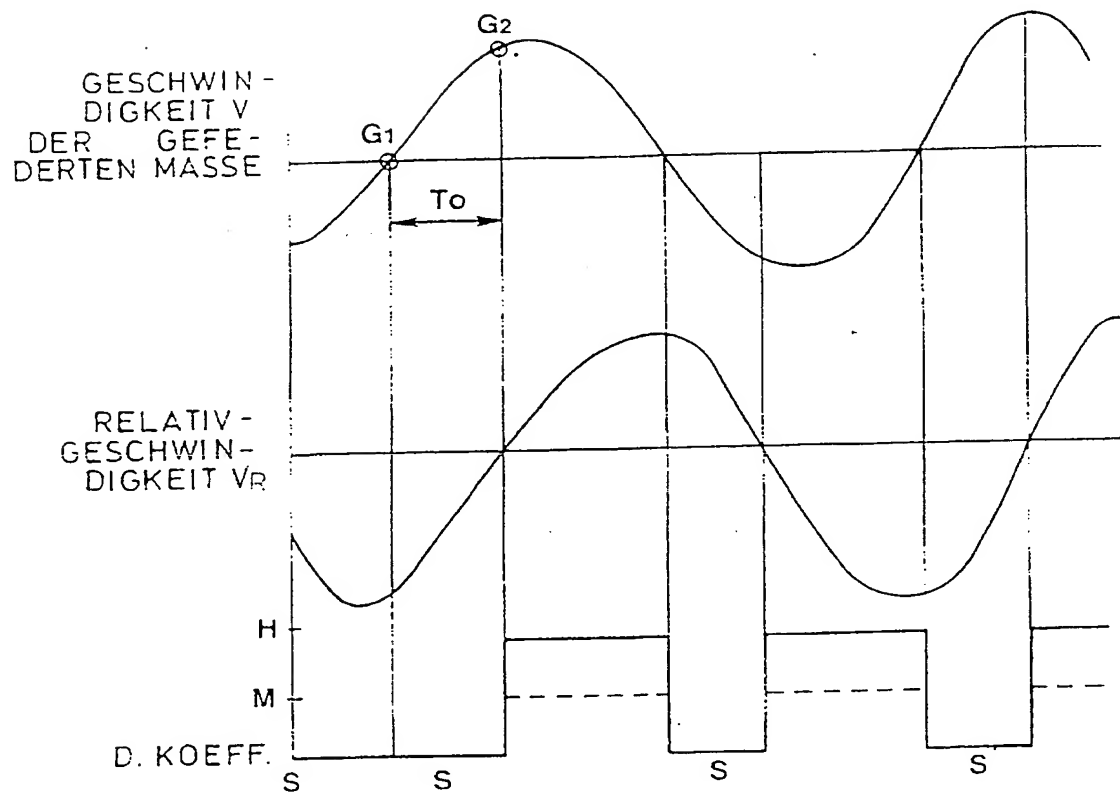
**FIG. 6**



SCHWINGUNGS FREQUENZ (Hz) DER  
GEFEDERTEN MASSE

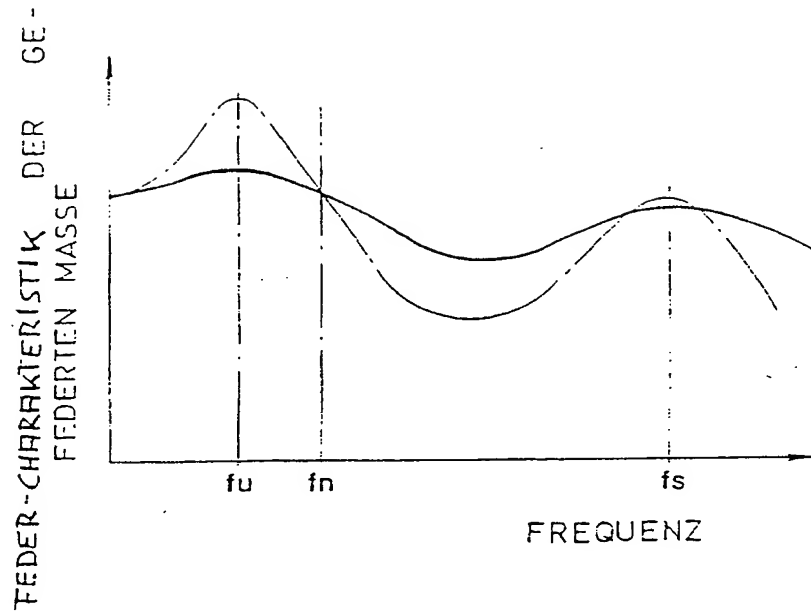
**FIG. 7**

**FIG. 8**

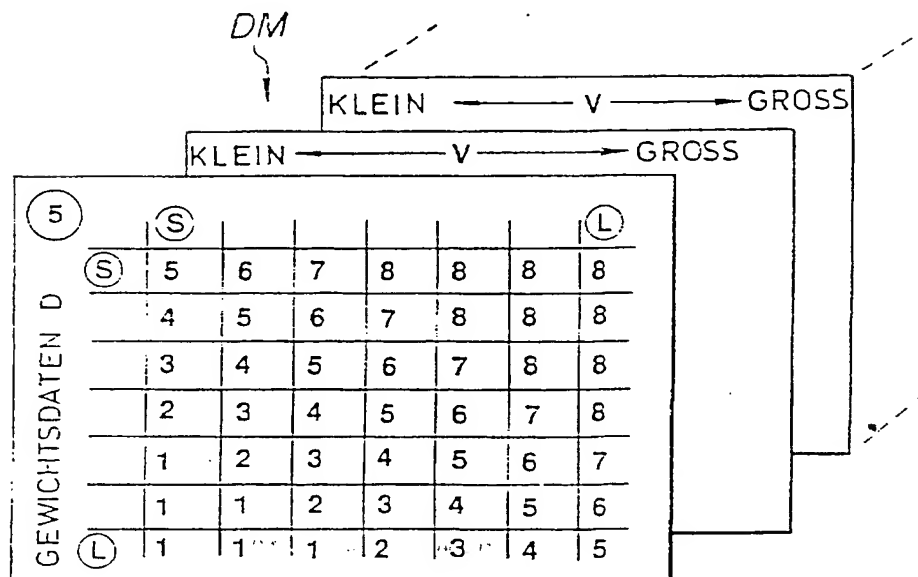




**FIG. 10**



**FIG. 11**



Walter Ottesen  
Patent Attorney  
P.O. Box 4026  
Gaithersburg, MD 20885-4026

Telephone: 301-869-8950

Telefax: 301-869-8929

Attorney Docket No. 203-036

Application Serial No. 10/829,149